

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-033865

(43)Date of publication of application : 09.02.1993

(51)Int.CI.

F16J 9/00

F02F 1/20

F16J 9/14

(21)Application number : 03-208700

(71)Applicant : RIKEN CORP

(22)Date of filing : 26.07.1991

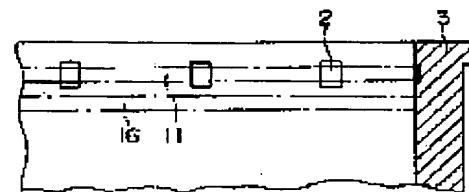
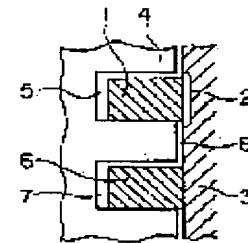
(72)Inventor : SATO YOSHINORI

(54) PISTON RING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a piston ring device wherein no break is generated of a lubricating oil film further without causing increase of a blow-by gas amount, contamination of lubricating oil and decrease of an output even in the case of high setting a combustion maximum pressure by aiming at highness of the output and lowness of fuel consumption in an internal combustion engine.

CONSTITUTION: A shallow groove 2 of suitable width and depth, which traverses not a width range 16 with the second piston ring 6 into contact but a width range 11 with the first piston ring 1 into contact, in an axial direction, in a position of the top dead center of a piston, is provided in a plurality of parts in an internal wall surface of a cylinder 3.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 11.06.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 19.10.1999

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-33865

(43)公開日 平成5年(1993)2月9日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 16 J 9/00	A	7366-3 J		
F 02 F 1/20		8503-3 G		
F 16 J 9/14		7366-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数2(全5頁)

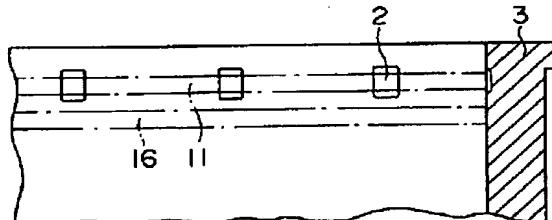
(21)出願番号	特願平3-208700	(71)出願人	000139023 株式会社リケン 東京都千代田区九段北1丁目13番5号
(22)出願日	平成3年(1991)7月26日	(72)発明者	佐藤 義則 新潟県柏崎市北斗町1番37号 株式会社リ ケン柏崎事業所内
		(74)代理人	弁理士 桑原 英明

(54)【発明の名称】 内燃機関のピストンリング装置

(57)【要約】 (修正有)

【目的】 内燃機関の高出力化、低燃費化を目的として燃焼最高圧を高く設定した場合にも潤滑油膜の破断が起らず、而もプローバイガス量の増加、潤滑油汚染、出力低下を招くことのないピストンリング装置を提供する。

【構成】 ピストン上死点位置で第1ピストンリングが接触する幅範囲11を軸方向に横断し、第2ピストンリングの接触する幅範囲16を横断しない適当な幅と深さの浅溝2をシリンダ3内壁面に複数個所に設ける。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンのピストンヘッド側から順次第1ピストンリング、第2ピストンリングをピストン周面に対応して設けられたリング溝に装着した内燃機関のピストンリング装置において、ピストンの上死点位置で上記第1ピストンリングが接触する幅範囲を軸方向に横断し、第2ピストンリングが接触する幅範囲を軸方向に横断せず適当な幅で軸方向に延びる浅い溝をシリンダ内壁面に刻設したことを特徴とする装置。

【請求項2】 第1ピストンリングの合口形状が完全密封形合口形状であることを特徴とする請求項1に記載の装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、内燃機関のピストンリング装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、内燃機関の高出力化や低燃料消費化のための手段として、燃焼最高圧を高く設定することが行なわれている。しかし、燃焼圧力を高くすると、ピストンリング、とりわけ、ピストンの最上段に位置する第1リングは高圧燃焼ガスの圧力を直接受け、リング外周摺動面はシリンダ壁面へ、より高い圧力で押圧された状態で摺動することになる。

【0003】 このことを、図面により、さらに詳しく説明しよう。図6は、内燃機関のシリンダ内の圧力線図で、横軸にクランク角を、縦軸にシリンダ内圧力 P_o と、通常セカンドランド圧力と呼ばれる第1リングと第2リングとそれらの間のピストン外周面に形成されるセカンドランドとシリンダ内壁面とで形成される空間の圧力 P_1 の圧力の変動の1例を示す。シリンダ内圧力 P_o の最高圧力は、上死点(TDC)直後の燃焼最高圧力

$$1/2 \times (P_o + P_1) \times B$$

となり、第1ピストンリングは、

$$P_o \times B - 1/2 (P_o + P_1) \times B = 1/2 (P_o - P_1) B$$

の力でシリンダ壁内面に押付けられることになる。

【0007】 ピストンリングとシリンダ壁内面との接触圧が増大すると、ついには接触面間に介在する潤滑油膜が破断される結果となり、ピストンリングおよびシリンダの摩耗を増大させたり、焼付きなどの致命的な事故を招く結果となる。特に不具合なことには、燃焼ガスの高圧化の有効性を高めるため、合口形状を完全密封形状にしたピストンリングなどは上記の式(2)の P_1 が小さくし、リングとシリンダとの接触圧が増大し、却って焼付き発生の危険性を一層高めることになる。式(2)よりセカンドランド圧 P_1 を高くすればする程シリンダ内圧力 P_o の作用圧力が緩和されることになるが、通常、セカンドランド圧力が上昇するということは、第1ピストンリングの気密性が低いことにより起る現象であるから、プローバイガスの増大、潤滑油汚染、出力低下を誘

10

20

30

30

40

50

2

* ($P_{1, \max}$) で、そのクランク角に対するセカンドランド圧力 $P_{1, \max}$ は第1リングの気密性にも影響されるが、一般的には、通常の合口形状を有する第1リングを適用した例で $P_{1, \max} > 3 P_{1, \max}$ 、塞封形合口形状を有する第1リングを適用した例で $P_{1, \max} > 5 P_{1, \max}$ とされている。すなわち、セカンドランド圧力はシリンダ内最高圧力の $1/3 \sim 1/5$ に低下していることを示している。

【0004】 図7は第1ピストンリングの各面に作用する圧力を示す図である。この図の中央の長方形は、図8に示す如くピストン4の第1リング溝5に装着され、シリンダ3の内壁面に摺接する第1ピストンリング1に対応するものである。ピストン外周面には第1リング溝5の下方に、セカンドランド8を距てて第2リング溝7が設けられ、第2ピストンリングが装着されている。第1ピストンリング1の上側面と背面(図7の左側面)にはシリンダ内圧力 P_o が作用するが、第1リング溝5の下側面に圧接する第1ピストンリングの下面及びシリンダ3の内壁面に圧接する外周面の圧力分布は、シリンダ内圧力 P_o とセカンドランド圧力 P_1 の影響を受ける。

【0005】 第1ピストンリング下面の圧力分布はシリンダ3に接する側の端部ではセカンドランド圧力 P_1 で、その反対側端部ではシリンダ内圧力 P_o となる。又、シリンダ内壁面に摺接する外周面の圧力分布は上端でシリンダ内圧力 P_o 、下部でセカンドランド圧力 P_1 となりその間直線的に変化することができる。

【0006】 そこで、第1ピストンリングの軸方向の幅をBとすれば、リングの左側面に作用する単位長さ当たりの圧力は $P_o \times B$ であり、右側面に作用する単位長さ当たりの圧力は $1/2 \times (P_o + P_1) \times B$ となり、その結果、シリンダ壁と第1ピストンリング外周面との間に形成される油膜内に発生する圧力は

式(1)

$$1/2 (P_o - P_1) B \quad \text{式(2)}$$

発し、好ましいことではない。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】 本発明は、従来の内燃機関のピストンリング装置、特に高出力化や低燃料消費化を目的として燃焼最高圧を高く設定した内燃機関の上記の問題点に着目してなされたもので、最高燃焼圧を高く設定した場合にも、潤滑油膜の破断が起らず、油膜破断に起因する摩耗の増大や焼付き現象が防止され、一方、第1ピストンリングの気密性を高く保ってプローバイガス量増加、潤滑油汚染、出力低下を招くことのないピストンリング装置を提供することを課題とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】 本発明による内燃機関のピストンリング装置は、上記の課題を解決するため、ピストンの上死点位置で第1ピストンリングが接触する幅

範囲を軸方向に横断し、第2ピストンリングが接触する幅範囲方向に横断せず適當な幅で軸方向に延びる浅い溝をシリンダ内壁面に刻設したことを特徴とする。

【0010】

【作用】本発明のピストンリング装置は、上記の如く構成されているので、ピストンが上昇し、シリンダ内圧力が概ね最も上昇した上死点の位置で、シリンダ内圧力 P_0 が第1ピストンリングが接触する範囲を横断して軸方向にシリンダ内壁面に刻設された浅い溝を通じて、第1ピストンリング下方のセカンドランド空間に導入され、セカンドランド圧力 P_1 を高め、燃焼圧力との差を縮めることによって、摺動面間の潤滑油膜内圧力を高くし、第1ピストンリングとシリンダ内壁面との接触圧を低下させ、油膜の破断が防止される。上記の浅溝は、ピストンの上死点位置で第1ピストンリングの接触範囲を横断する長さに設定されているので、第2ピストンリング以下のピストンリングとシリンダとの間をシリンダ内圧力が吹抜けることはなく、又、ピストンが上死点にある時にのみセカンドランド空間に連通するので、プローバイガスの増大、潤滑油汚染、出力低下のおそれは全くない。

【0011】又、第1ピストンリングとして完全密封形合口形状のものを使用した場合にも、本発明のシリンダ内面の浅溝は有効に機能するので、密封性と油膜破断防止とを兼ね備えたピストンリング装置が達成できる。

【0012】

【実施例】以下に本発明の実施例を、図面に基づいて詳細に説明する。図1は本発明の構成を説明する断面図であって、ピストン4がシリンダ3内を上死点迄上昇した位置を示す。ピストン4の外周面には、ピストンヘッド側から順に、第1ピストンリング1、第2ピストンリング6が夫々に対応して設けられたリング溝5、7に装着されている。なお、第1、第2ピストンリングがコンプレッションリングの場合はオイルリングとして第3ピストンリングが設けられるが、図には省略されている。第1リング溝5と第2リング溝7の開口部の間のピストン外周面にはセカンドランド8が形成され、セカンドランド8と、第1、第2ピストンリング1、6の互いに対向する面とシリンダ3の内壁面との間にセカンドランド空間が形成されている。ここ迄に述べた構成は、従来と異なるところはない。

【0013】しかし、本実施例では、さらに本発明に基づき、上死点位置で、第1ピストンリング1が摺接する範囲11(図2、図3参照)を横断してシリンダ3の内面に適當な幅の浅い溝2が円周方向に間隔を置いて適数箇刻設されている。この浅溝2は第2ピストンリング6の摺接範囲16(図2、図3参照)を横断してはいない。浅溝2の形状は、図2に示す如く、シリンダ3の軸に平行な長方形としても、図3に示す如く、シリンダ3の軸に対して傾斜させた平行四辺形としてもよく、又両

端に丸味をつける等自由である。しかし、上死点において第2ピストンリング6の摺接範囲16を横断してはならない。

【0014】上述の浅溝2を設けたことにより、ピストン4が上死点に達すると、図4に図式的に示したように、 P_0 の圧力を有する圧縮ガスが浅溝2を通って第1ピストンリング1の下方のセカンドランド空間に侵入し、セカンドランド圧力 P_1 を上昇させる。この状態の圧力線図を図5に例示した。この例では、セカンドランド圧力 P_1 は、上死点TDCからクランク角数度内で急上昇し、シリンダ内圧力 P_0 との圧力差は、図6に示した従来の機関の圧力線図に比較して大幅に縮少される。

【0015】その結果、前述した式(2)による第1ピストンリング1をシリンダ内面に押付ける圧力 $1/2(P_0 - P_1)B$ は小さくなり、一方式(1)による油膜内圧力が上昇し、油膜破断を防止する効果が得られる。

【0016】浅溝2の刻設範囲は、ピストンの上死点で第1ピストンリングがシリンダに摺接する範囲を横断する範囲で、第2ピストンリングの摺接範囲を横断しないように設定されているので、セカンドランド空間への圧縮ガス流入、圧力上昇期間は、クランク角度数度内に調整できるため、燃焼最高圧力が作用するクランク角度範囲では、第1ピストンリングが浅溝部を通り過ぎているから、燃焼ガスのセカンドランド空間への流入や、燃焼ガスのプローバイも発生することはない。

【0017】又、本発明によれば、第1ピストンリングの気密性を確保しながら、セカンドランド圧力を上昇させることができるので、最高燃焼圧力を高めた高性能エンジンでの使用が危険視されていた密封形合口形状のリングを第1ピストンリングに採用することも可能となり、エンジン効率の向上に寄与する。

【0018】最後に、本発明によるシリンダと、従来技術によるシリンダとを実際にエンジンに使用し、比較試験運転を行った結果を述べる。シリンダ径320mm、ストローク500mmの4サイクル中型低速機関に、従来形のシリンダと、本発明により浅溝を設けたシリンダを使用し、数種類のピストンリングを装着し、最高燃焼圧力をこのエンジンの標準仕様より約20kg/cm²高い160kg/cm²で約30時間の比較試験運転を行ない、シリンダ、ピストン、ピストンリングの状態を観察比較した結果を表1に示す。なお、本発明のシリンダに設けた溝は、ピストンの上死点位置で、第1ピストンリングの摺接範囲の幅8mmに対して軸方向の長さ13mm、円周方向の幅8mm、深さ1.5mmの短冊形の溝を円周方向8箇所に刻設した。又、ピストンリングは、外周バレルフェイス形で、厚さ0.3mmの硬質クロムメッキが施され、合口形状はアングル形と密封形を使用した。

【0019】

【表1】

シリンド番号	1	2	3	4	5	6
シリンド仕様	従 来 形			本 発 明 形		
リング合口形状	アングル(2)	アングル	密封	アングル	密封(3)	密封
状態観察(1)	□	△	×	○	○	○

注 (1) □: 軽度の焼付き有り、△: 中度の焼付き有り、
×: 重度の焼付き有り、○: 良好。

注 (2) シリンダ番号1のアングル形合口のすきま寸法は標準の2.5倍に大きくして、セカンドランド圧を高めるように調整を試みたりング。

注 (3) シリンダ番号5はリング上側面に深さ0.2mm、幅1.5mmの溝を半径方向に放射状に16箇所設けたリング。

【0020】試運転後の状態では、従来形はいずれも不調に了った。唯一軽傷であったNO.1シリンドも燃焼ガスのプローバイが多く、ピストンのリングランド全域に亘って燃焼カーボンの付着が多い。これに引替え、本発明によるシリンドでは、いずれも良好な結果を示した。特にリング上側面に放射状の溝を設けたNO.5シリンドとリングとの組合せでは、クランク角約100°近辺にみられるP.₁圧力ゾーンでの第1ピストンリングの強い持上りによって発生するリング上側面の摩耗もみられなかった。

【0021】

【発明の効果】以上の如く、本発明によれば、内燃機関の最高燃焼圧を高く設定した場合にも、第1ピストンリング外周面とシリンド内周面との間の潤滑油膜の破断が起らず、これに起因するピストンリング、シリンドの摩耗の増大や焼付き現象の発生が防止され、機関の開放間隔の延長に寄与する。又、第1ピストンリングの気密性を高く保ちながら潤滑油膜の破断を防止できるので、プローバイガス量の増加、潤滑油汚染、機関出力の低下を招くことも防止される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成を説明する断面図である。

【図2】本発明によりシリンド内壁面に設けられる溝の位置形状の実施例を示す一部断面を含む内面図である。

【図3】本発明によりシリンド内壁面に設けられる溝の形状の他の実施例を示す同様の図である。

【図4】本発明の作用を説明する図式図である。

【図5】本発明によるシリンド内圧力及びセカンドランド圧力の圧力線図である。

30 【図6】従来技術によるシリンド内圧力及びセカンドランド圧力の圧力線図である。

【図7】第1ピストンリングの各面に作用する圧力を示す図式図である。

【図8】従来技術によるシリンド内圧力のピストンリング各面への伝達状態を示す図式図である。

【符号の説明】

1 第1ピストンリング

2 溝

3 シリンド

40 4 ピストン

5 第1ピストンリング溝

6 第2ピストンリング

7 第2ピストンリング溝

8 セカンドランド

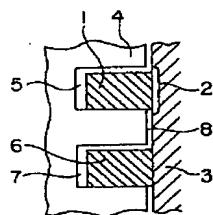
11 上死点での第1ピストンリング摺接範囲

16 上死点での第2ピストンリング摺接範囲

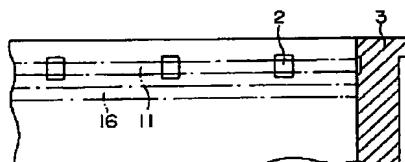
P₀ シリンド内圧力

P₁ セカンドランド圧力

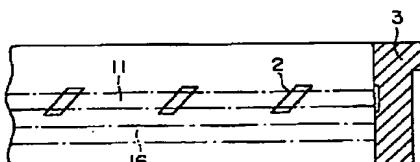
【図1】



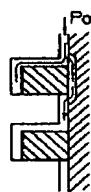
【図2】



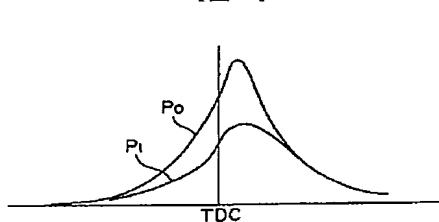
【図3】



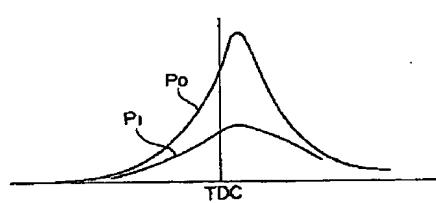
【図4】



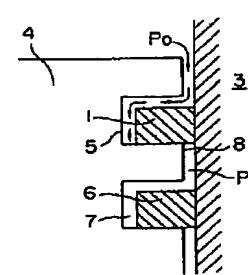
【図5】



【図6】



【図8】



【図7】

